

VŠB- Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky- 361

Řízení teploty spalin nad rosným bodem u kotle s ohřívákem  
vzduchu

Control of the Flue Gas Temperature above the Dew Point of the  
Boiler with Air Heater

Student: Martin Moch

Vedoucí ročníkového projektu: Doc. Ing. Vilimec Ladislav

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Moch**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení  
Téma: **Řízení teploty spalin nad rosným bodem u kotle s ohřívákem vzduchu**  
**Control of the Flue Gas Temperature above the Dew Point of the Boiler**  
**with Air Heater**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši zaměřenou na rosný bod spalin a řešení pro eliminaci nízkoteplotní koroze.
2. Navrhněte výpočtové schéma kotle s ohřívákem vzduchu.
3. Stanovte tepelnou bilanci, výrobní teplo, účinnost kotle a spotřebu paliva.
4. Stanovte tepelnou bilanci vybraného řešení.
5. Vypracujte schéma uspořádání vybraného řešení.
6. Proveďte analýzu vybraného řešení.

Seznam doporučené odborné literatury:


VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008.  
ISBN 978-80-248-1853-5.  
DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Skripta ČVUT, Praha, 1999. ISBN 80-01-02035-5.  
[www.fs.vsb.cz/euprojekty/414](http://www.fs.vsb.cz/euprojekty/414)

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedoucím  
bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě dne: 21.5.2012

Moch  
.....  
podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne: 21.5.2012

Moch  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:  
Adresa trvalého bydliště autora práce:

Martin Moch  
Březová 15, 74721 Kravaře

## **Anotace**

MOCH, M. Řízení teploty spalin nad rosným bodem s ohřívákem vzduchu: Bakalářská práce. VŠB- Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 32 stran, vedoucí: Vilimec, L.

Bakalářský projekt je zaměřen na řízení teploty spalin a teploty stěny na konci kotle u elektrárny na černé uhlí. V teoretické části popisují rosný bod a eliminaci nízkoteplotní koroze. Ve výpočtové části počítám výrobní teplo, spotřebu paliva a účinnost kotle. V poslední části stanovují tepelnou bilanci a analýzu vybraného řešení.

## **Annotation**

MOCH, M. Control of the Flue Gas Temperature above the Dew Point of the Boiler with Air Heater: Bachelor Thesis. VŠB- Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energetics, 2012, 32 pages, Thesis head: Vilimec, L.

Bachelor project focuses on the management of the flue gas temperature and wall temperatures at the end of the boiler at the power plant to coal. The theoretical part describes the dew point and the elimination of low-temperature corrosion. In the calculation of heat production count, fuel consumption and boiler efficiency. The last part sets out the balance and thermal analysis of the selected solution.

## Obsah

Přehled veličin.....	7
Výpočtové parametry: .....	10
1 Úvod .....	11
2 Rosný bod .....	11
2.1 Vysokoteplotní koroze .....	12
3 Nízkoteplotní koroze .....	12
4 Stechiometrické výpočty.....	16
5 Výpočtové schéma.....	20
5.1 Entalpie přehřáté páry .....	20
5.2 Entalpie napájecí vody .....	20
5.3 Entalpie na vstupu z mezipřihřevu páry .....	20
5.4 Entalpie na výstupu z mezipřihřevu páry .....	20
5.5 Entalpie vstřikované vody .....	21
6 Výrobní teplo.....	21
7 Měrná tepelná kapacita .....	21
8 Tepelné ztráty kotle .....	22
8.1 Ztráta nedopalem.....	22
8.2 Ztráta fyzickým teplem .....	23
8.3 Komínová ztráta .....	23
9 Účinnost kotle .....	23
10 Spotřeba paliva .....	24
10.1 Skutečné množství paliva .....	24
10.2 Výpočtové množství paliva .....	24
11 Varianty řešení .....	25
12 Analýza vybraného řešení- tepelná bilance .....	28
13 Závěr .....	31
14 Seznam literatury.....	32

### Přehled veličin

$A^r$	Procento popeloviny v surovém vzorku paliva	[%]
$C_s$	Součinitel spalitelných zbytků	[-]
$Q_i^r$	Výhřevnost	[MJ.kg <sup>-1</sup> ]
$Q_v$	Výrobní teplo	[kJ.s <sup>-1</sup> ]
$V_{CO_2}$	Měrný objem oxidu uhličitého	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{O_2}$	Měrný objem kyslíku	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{H_2O}$	Měrný objem vody ve spalínách	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{O_2min}$	Minimální měrný objem spalovacího kyslíku	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SO_2}$	Měrný objem oxidu siřičitého	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{ss}$	Měrný objem suchých spalin	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{sv}$	Měrný objem vlhkých spalin	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SV}^{ts}$	Měrný objem vlhkých spalin při teplotě spalin	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VZS}$	Skutečný měrný objem suchého spal. vzduchu	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VZSmin}$	Minimální měrný objem suchého spal. vzduchu	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VZV}$	Skutečný měrný objem vlhkého spal. vzduchu	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VZVmin}$	Minimální měrný objem vlhkého spal. vzduchu	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
$W^r$	Procento vody v surovém vzorku paliva	[%]
$X_s$	Podíl popela z celkového množství nedopalu	[-]
$Z_c$	Ztráta nedopalem	[%]
$Z_{celk}$	Celková ztráta kotle	[%]
$Z_{Cp}$	Ztráta nedopalem v popílku	[%]
$Z_{Cs}$	Ztráta nedopalem ve strusce	[%]
$Z_F$	Ztráta fyzickým teplem	[%]
$Z_{Fp}$	Ztráta fyzickým teplem v popílku	[%]
$Z_{Fs}$	Ztráta fyzickým teplem ve strusce	[%]
$Z_k$	Ztráta komínová	[%]
$c_{pCO_2}$	Měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$c_{pH_2O}$	Měrná tepelná kapacita vodní páry	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$c_{pN_2}$	Měrná tepelná kapacita dusíku	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$c_{pO_2}$	Měrná tepelná kapacita kyslíku	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$c_{pSO_2}$	Měrná tepelná kapacita oxidu siřičitého	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]

$c_{\text{pop}}$	Měrná tepelná kapacita popílku	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$c_{\text{psp}}$	Měrná tepelná kapacita spalín	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$c_{\text{str}}$	Měrná tepelná kapacita strusky	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$i_{\text{mp1}}$	Entalpie na vstupu z mezipříhřevu páry	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$i_{\text{mp2}}$	Entalpie na výstupu z mezipříhřevu páry	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$i_{\text{pp}}$	Entalpie přehřáté páry	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$i_{\text{nv}}$	Entalpie napájecí vody	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$i_{\text{v}}$	Entalpie vstříkované vody	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$M_{\text{mp1}}$	Hmotnostní průtok nízkotlaké páry na vstupu	$[\text{t} \cdot \text{h}^{-1}]$
$M_{\text{mp2}}$	Hmotnostní průtok vysokotlaké páry na výstupu	$[\text{t} \cdot \text{h}^{-1}]$
$m_{\text{pp}}$	Hmotnostní průtok přehřáté páry	$[\text{t} \cdot \text{h}^{-1}]$
$m_{\text{v}}$	Hmotnostní průtok vstříku do nízkotlaké páry	$[\text{t} \cdot \text{h}^{-1}]$
$M_{\text{pal}}$	Skutečné množství paliva	$[\text{t} \cdot \text{h}^{-1}]$
$M_{\text{pv}}$	Výpočtové množství paliva	$[\text{t} \cdot \text{h}^{-1}]$
$M_{\text{vzl}}$	Množství vzduchu ve výtlaku	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
$M_{\text{vzr}}$	Množství recirkulovaného vzduchu	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
$M_{\text{vzs}}$	Množství vzduchu v sání	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
$p_{\text{mp1}}$	Tlak nízkotlaké páry na vstupu	$[\text{MPa}]$
$p_{\text{mp2}}$	Tlak nízkotlaké páry na výstupu	$[\text{MPa}]$
$p_{\text{NV}}$	Tlak napájecí vody	$[\text{MPa}]$
$p_{\text{pp}}$	Tlak přehřáté páry	$[\text{MPa}]$
$p_{\text{v}}$	Tlak vstříku do nízkotlaké páry	$[\text{MPa}]$
$t_{\text{mp1}}$	Teplota nízkotlaké páry na vstupu	$[\text{°C}]$
$t_{\text{mp2}}$	Teplota nízkotlaké páry na výstupu	$[\text{°C}]$
$t_{\text{NV}}$	Teplota napájecí vody	$[\text{°C}]$
$t_{\text{o}}$	Teplota okolí	$[\text{°C}]$
$t_{\text{pp}}$	Teplota přehřáté páry	$[\text{°C}]$
$t_{\text{s}}$	Teplota spalín	$[\text{°C}]$
$t_{\text{v}}$	Teplota vstříku do nízkotlaké páry	$[\text{°C}]$
$t_{\text{vzl}}$	Teplota vzduchu ve výtlaku	$[\text{°C}]$
$t_{\text{vzr}}$	Teplota recirkulovaného vzduchu	$[\text{°C}]$
$t_{\text{vzs}}$	Teplota vzduchu v sání	$[\text{°C}]$
$\alpha$	Součinitel přebytku vzduchu	$[-]$
$\beta_{\text{l}}$	Součinitel přebytku vzduchu za ohřívákem	$[-]$
$\beta_{\text{v}}$	Součinitel přebytku vzduchu za ventilátorem	$[-]$



$\eta$	Účinnost kotle	[%]
$\chi$	Součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti	[-]
$\varphi$	Relativní vlhkost vzduchu	[%]
$\omega_{CO_2}$	Koncentrace oxidu uhličitého	[%]
$\omega_{H_2O}$	Koncentrace vody ve spalinách	[%]
$\omega_{N_2}$	Koncentrace dusíku	[%]
$\omega_{O_2}$	Koncentrace kyslíku	[%]
$\omega_{SO_2}$	Koncentrace oxidu siřitého	[%]

### Výpočtové parametry:

Prvkový rozbor černého uhlí, surového vzorku (hmotnostně) „r“

$C^r = 60,22[\%]$   $H^r = 3,59[\%]$   $S^r = 0,37 [\%]$   $N^r = 0,85[\%]$

$O_2^r = 4,83[\%]$   $W^r = 8,1[\%]$   $A^r = 22,04[\%]$

$$\sum 100\%$$

Výhřevnost

$$Q_i^r = 23,42 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Množství VT páry	650 t/h
Teplota VT páry	540°C
Teplota NV	250°C
Tlak VT páry	17,4 MPa
Tlak NV	22,1 MPa
Množství NT páry-vstup	548,5 t/h
Teplota NT páry -vstup	337°C
-výstup	540°C
Tlak NT páry -vstup	3,83 MPa
-výstup	3,63 MPa
Vstřík do NT páry -množství	31,478 t/h
-teplota	163°C
-tlak	5,53 MPa
Přebytek vzduchu -v ohništi	1,18
-za kotlem	1,27
Popel -struska	15%
-popílek	85%
Nedopal -struska	8%
-popílek	3%

## 1 Úvod

Má práce je zaměřena na udržení teploty spalin a teploty stěny na konci kotle pomocí ohříváku vzduchu. V rešeršní části se zaměřím na rosný bod spalin, korozi a řešení pro omezení rozsahu a zmenšení účinku nízkoteplotní koroze. Ve výpočtové části pomocí stechiometrických rovnic vypočtu tepelné ztráty kotle, výrobní teplo a pro variantu s recirkulací do sání stanovím tepelnou bilanci.

## 2 Rosný bod

Informace v této kapitole byly čerpány z literatury [1] a [2].

Rosným bodem spalin je označována teplota, při které je dosaženo stavu nasycení par ve spalinách a začíná jejich kondenzace. Není-li v palivu obsažená síra, dochází ke kondenzaci vodní páry. Jestliže je spalováno sirnaté palivo, dochází nejprve ke kondenzaci par kyseliny sírové, která má teplotu sytosti výrazně vyšší než vodní pára.

Rosný bod dále zvyšuje přítomnost jemných tuhých částic ve spalinách, které fungují jako kondenzační jádra. Ke kondenzaci dochází především na studeném povrchu výhřevných ploch nebo kanálů, které pak trpí tzv. nízkoteplotní korozí. Aby k tomu nedocházelo, musí teplota stěny ležet nad rosným bodem spalin. Při mírném podkročení rosného bodu koroze není příliš intenzivní. Měření na uhelných kotlích s teplotou koncových ploch mezi 80 až 110°C ukázala postup koroze v rozsahu 0,1 až 0,2 mm za rok.

Koroze znamená především znehodnocení materiálu, způsobené chemickým nebo fyzikálně-chemickým působením okolního prostředí. Příčiny koroze a působení jsou odlišné v různých částech spalínového traktu kotle. Při spalování sirnatého uhlí vzniká vysokoteplotní koroze a nízkoteplotní koroze.

## 2.1 Vysokoteplotní koroze

Vyskytují se na trubkových stěnách ohniště a v oblasti přehříváku. Příčinnou těchto korozí je redukční atmosféra- s obsahem CO a H<sub>2</sub> a zvýšeným obsahem nespálených látek. Intenzita vysokoteplotní koroze je závislá na složení a vlastnostech plynného prostředí. Vysokoteplotní koroze se neprojevuje tak často při spalování hnědého uhlí, jako při spalování uhlí s malým obsahem V<sup>daf</sup>. Vysokoteplotní koroze se vyskytuje zejména u kotlů s výtavným ohništěm a u kotlů olejových.

## 3 Nízkoteplotní koroze

Informace v této kapitole byly čerpány z literatury [1], [2] a [3].

Vzniká v místech parního kotle, kde na materiál kotle působí kondenzující složky spalin (teplosměnné plochy, vyzdívky, izolace, ocelové konstrukce). Některé složky spalin (SO<sub>2</sub>, SO<sub>3</sub>, HCl) s vodní párou obsaženou ve spalinách při určitých podmínkách vytvářejí kyseliny. Páry těchto kyselin při ochlazení na teplotu nižší než rosný bod při dané koncentraci kondenzují a vzniká agresivní kondenzát, ten napadá materiál kotle.

Účinek je závislý na koncentraci korozivních složek a na pracovních podmínkách provozovaného zařízení, na teplotě, přebytku vzduchu a fyzikálních a chemických vlastnostech popílku ve spalinách. Nízkoteplotní koroze vzniká především v místech, kde teplota povrchu a mezní stěny v její těsné blízkosti klesne pod teplotu kondenzace vodní páry nebo par kyseliny sírové při daném parciálním tlaku. Teplota rosného bodu vodní páry ve spalinách závisí na obsahu vody a přebytku vzduchu.

Nízkoteplotní koroze je při spalování uhlí zcela běžným a předpokládaným jevem. U této koroze se dá pouze omezit rozsah a zmenšit jejich účinek. Při řešení tohoto problému můžeme buď odstranit příčinu vzniku, nebo omezit její účinek. Lze kombinovat obě možnosti.

1. Odstranění příčin potíží, snížení obsahu SO<sub>3</sub> ve spalinách lze provést:

- Snížení obsahu síry v palivu- radikální řešení, není to komerčně využitelný způsob.

- Omezení konverze  $\text{SO}_2$  na  $\text{SO}_3$  – souvisí to s parciálním tlakem kyslíku ve spalínách (s přebytkem vzduchu v kotli).

- Snížení obsahu  $\text{SO}_2$  a  $\text{SO}_3$  ve spalínách aditivním odsiřováním spalin v ohništi kotle. Jediný reálně uskutečnitelný způsob. Používá se u kotlů s fluidním ohništěm s cirkulující fluidní vrstvou- při dávkování aditiva do ohniště je účinnost odsiřování nad 90%.

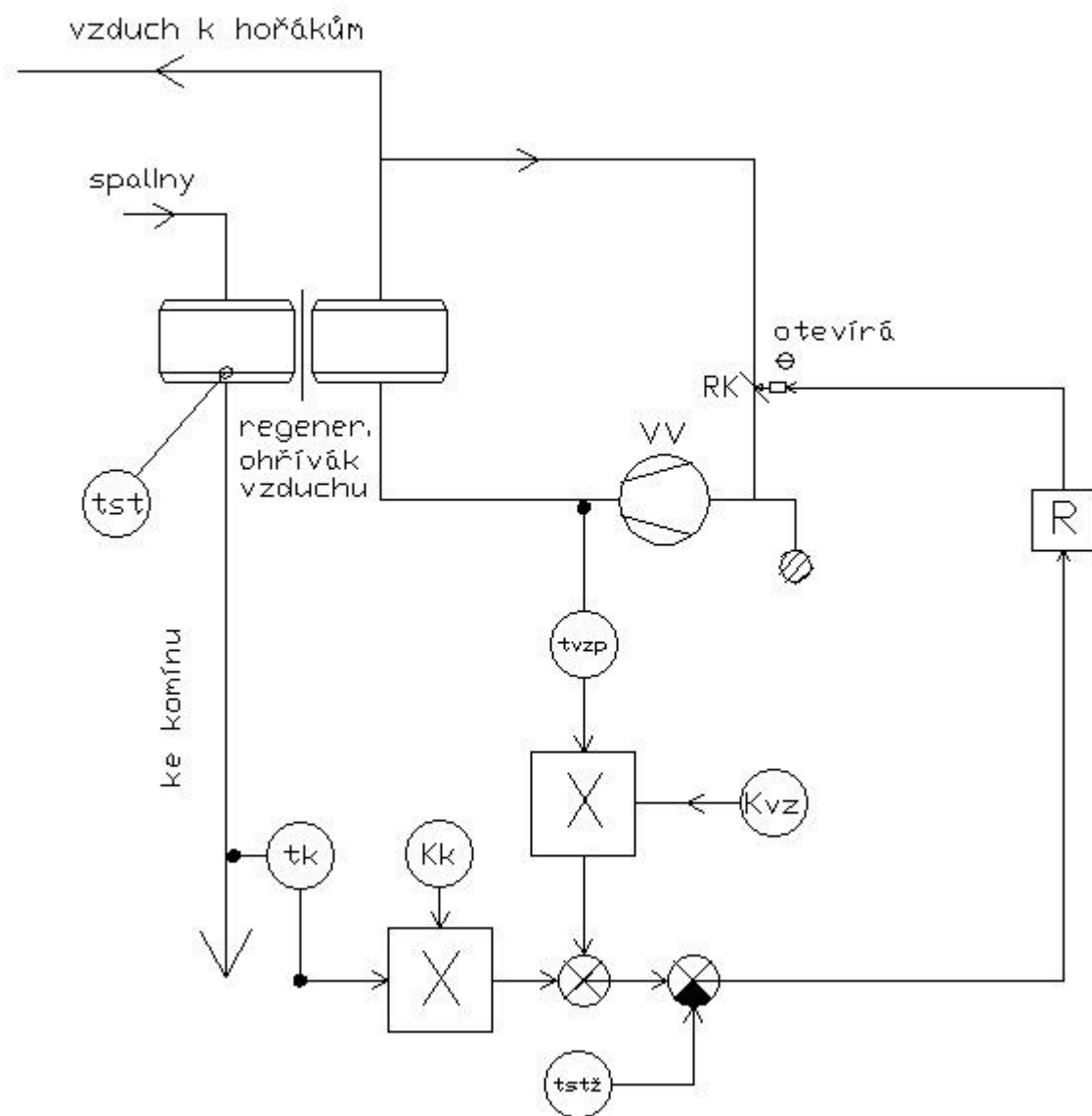
2. Snížení účinku a omezení rozsahu působení koroze vlivem konstrukčního opatření. Lze provést volbou vhodného materiálu teplosměnné plochy, nebo zajištění provozní teploty povrchu ploch nad teplotou bezpečnou z hlediska teploty rosného bodu spalin.

- Návrh vhodného materiálu teplosměnných ploch v oblasti nízkoteplotní koroze. Jde o spalínový ohřívák vzduchu. Vhodné materiály jsou kovové nebo nekovové, nebo jsou použity korozivzdorné povlaky.

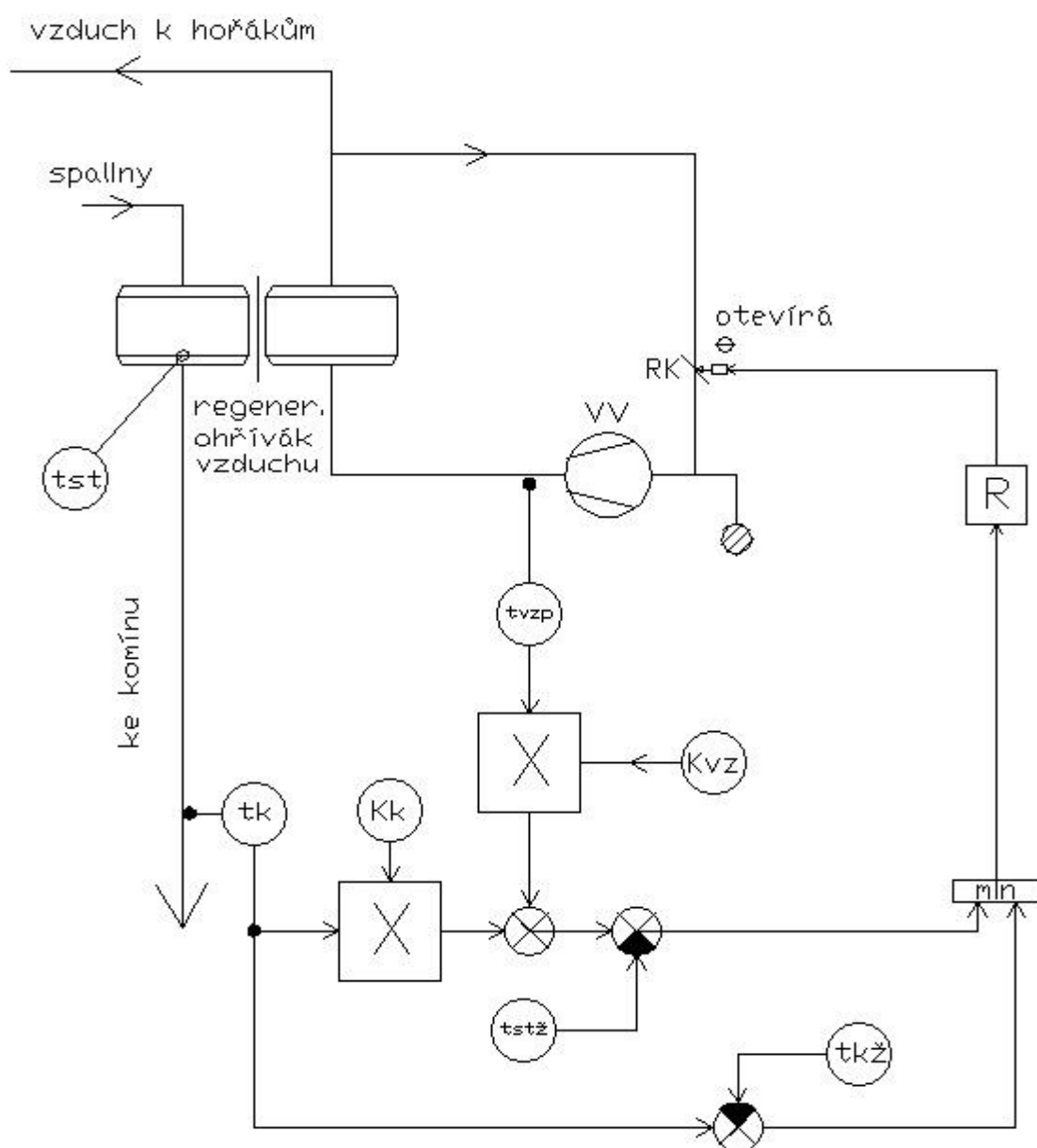
- Řešení pro udržení teploty stěny teplosměnné plochy nad teplotou bezpečnou z hlediska nízkoteplotní koroze. Lze použít u ohříváku vody, i u ohříváku vzduchu.

- Ohřívák vody- nízkoteplotní koroze vzniká při nízké teplotě napájecí vody- minimální teplota je  $105^\circ\text{C}$ . Opatřením je zvýšení teploty napájecí vody na vstupu do ohříváku vody

- Ohřívák vzduchu- bezpečnou teplotu lze udržet vhodnými konstrukčními úpravami, kterými se ovlivní přestup tepla ve spalínovém ohříváku vzduchu, zvýší se teplota vzduchu na vstupu do spalínového ohříváku, využije se pro sdílení tepla vhodná teplotonosná látka.



Obr. 3-1 Regulace teploty spalín recirkulací horkého vzduchu podle teploty stěny



Obr. 3-2 Optimální regulace teploty spalin recirkulací horkého vzduchu

#### 4 Stechiometrické výpočty

Informace v této kapitole byly čerpány z literatury [3].

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$\begin{aligned}V_{O_{2min}} &= 22,4 \cdot \left( \frac{C^r}{12} + \frac{H^r}{4} + \frac{S^r}{32} - \frac{O^r}{32} \right) \\V_{O_{2min}} &= 22,4 \cdot \left( \frac{0,6022}{12} + \frac{0,0359}{4} + \frac{0,0037}{32} - \frac{0,048}{32} \right) \\V_{O_{2min}} &= 1,2939 \text{ [m}_n^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{rovnice 4.1})\end{aligned}$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$\begin{aligned}V_{VZsmin} &= \frac{V_{O_{2min}}}{0,21} \\V_{VZsmin} &= \frac{1,2939}{0,21} \\V_{VZsmin} &= 6,161 \text{ [m}_n^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{rovnice 4.2})\end{aligned}$$

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$\begin{aligned}V_{VZvmin} &= \chi \cdot V_{VZsmin} \\V_{VZvmin} &= 1,016 \cdot 6,161 \\V_{VZvmin} &= 6,2595 \text{ [m}_n^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{rovnice 4.3})\end{aligned}$$

Volím  $\chi=1,016$  při vlhkosti  $\varphi=70\%$  a teplotě  $t=20^\circ\text{C}$ .

Ze vzorce pro součinitel přebytku vypočteme skutečný spalovací vzduch

$$\alpha = \frac{V_{VZv}}{V_{VZvmin}} = \frac{V_{VZs}}{V_{VZsmin}} \quad [-] \quad (\text{rovnice 4.4})$$



Objem skutečného suchého vzduchu

$$V_{Vzs} = \alpha \cdot V_{Vzsmin}$$

$$V_{Vzs} = 1.27 \cdot 6.161$$

$$V_{Vzs} = 7,8245 [m_n^3 \cdot kg^{-1}] \quad (\text{rovnice 4.5})$$

Objem skutečného vlhkého vzduchu

$$V_{Vzv} = \alpha \cdot V_{Vzvmin}$$

$$V_{Vzv} = 1.27 \cdot 6.2595$$

$$V_{Vzv} = 7,9496 [m_n^3 \cdot kg^{-1}] \quad (\text{rovnice 4.6})$$

Objem oxidu uhličitého

$$V_{CO_2} = \frac{22,4}{12} C^r$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,4}{12} \cdot 0,6022$$

$$V_{CO_2} = 1,1241 [m_n^3 \cdot kg^{-1}] \quad (\text{rovnice 4.7})$$

Objem oxidu siřičitého

$$V_{SO_2} = \frac{22,4}{12} S^r$$

$$V_{SO_2} = \frac{22,4}{32} \cdot 0,0037$$

$$V_{SO_2} = 0,00259 [m_n^3 \cdot kg^{-1}] \quad (\text{rovnice 4.8})$$

Objem dusíku

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28} N^r + 0,79 \cdot V_{Vzs}$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28} \cdot 0,0085 + 0,79 \cdot 7,8245 \quad (\text{rovnice 4.9})$$

$$V_{N_2} = 6,1882 [m_n^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem kyslíku

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{VZSmin}$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,27 - 1) \cdot 6,161 \quad (\text{rovnice 4.10})$$

$$V_{O_2} = 0,3493 [m_n^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem suchých spalin

$$V_{ss} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} \quad (\text{rovnice 4.11})$$

$$V_{ss} = 1,1241 + 0,00259 + 6,1882 + 0,3493$$

$$V_{ss} = 7,6642 [m_n^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin, který je tvořen vodní parou, odpařenou vlhkostí paliva a vlhkostí vzduchu

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} H^r + \frac{22,4}{18} W^r + (\chi - 1) \cdot V_{VZs} \quad (\text{rovnice 4.12})$$

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} \cdot 0,0359 + \frac{22,4}{18} \cdot 0,081 + (1,016 - 1) \cdot 7,8245$$

$$V_{H_2O} = 0,6785 [m_n^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem vlhkých spalin z 1 kg paliva

$$V_{sv} = V_{ss} + V_{H_2O}$$

$$V_{sv} = 7,6642 + 0,6785$$

$$V_{sv} = 8,3427 [m_n^3 \cdot kg^{-1}] \quad (\text{rovnice 4.13})$$

Složení spalin

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sv}} = \frac{1,1241}{8,3427} \cdot 100 = 13,4742 [\%] \quad (\text{rovnice 4.14})$$

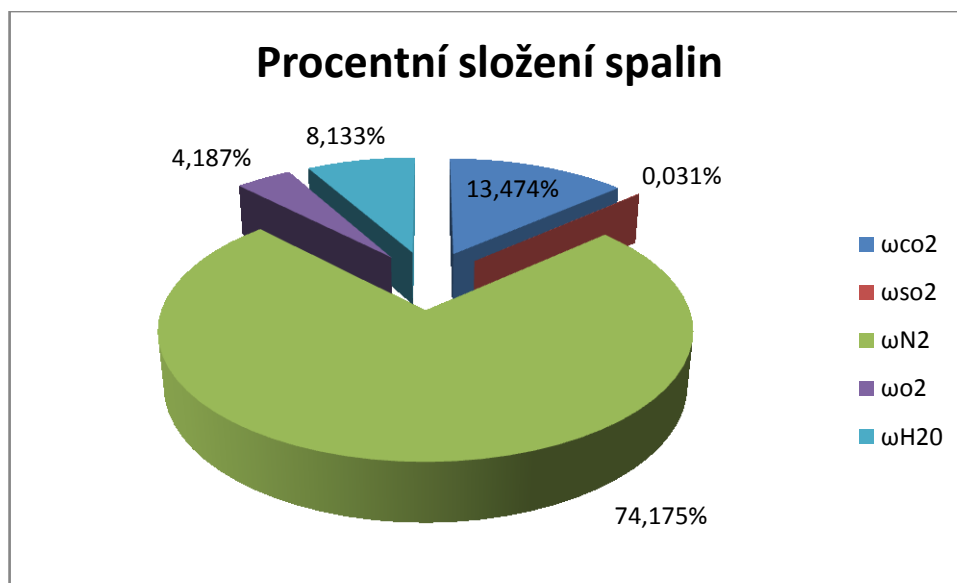
$$\omega_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{sv}} = \frac{0,00259}{8,3427} \cdot 100 = 0,031 [\%] \quad (\text{rovnice 4.15})$$

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{sv}} = \frac{6,1882}{8,3427} \cdot 100 = 74,175 [\%] \quad (\text{rovnice 4.16})$$

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{SV}} = \frac{0,3493}{8,3427} \cdot 100 = 4,1869[\%] \quad (\text{rovnice 4.17})$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{SV}} = \frac{0,6785}{8,3427} \cdot 100 = 8,1329[\%] \quad (\text{rovnice 4.18})$$

$$\sum \omega = 100\%$$



Graf 4.1 Procentní složení spalin

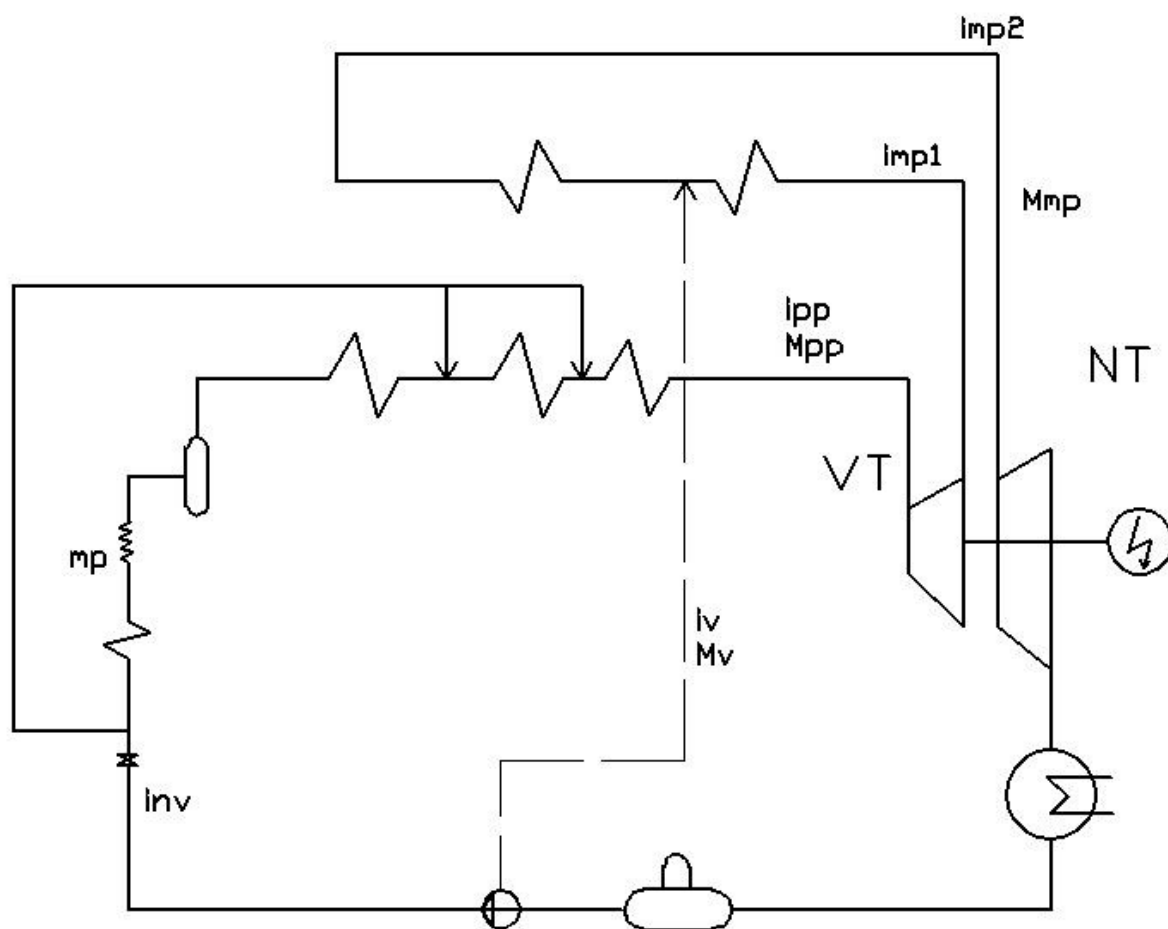
Objem spalin z 1 kg paliva při teplotě  $t_s=140^\circ\text{C}$  a přebytek vzduchu  $\alpha=1,27$

$$V_{SV}^{ts} = V_{SV} \cdot \frac{273,15+t_s}{273,15} \quad (\text{rovnice 4.19})$$

$$V_{SV}^{ts} = 8,3427 \cdot \frac{273,15 + 140}{273,15}$$

$$V_{SV}^{ts} = 12,6187 [\text{m}_n^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

## 5 Výpočtové schéma



Obr. 5-1 Výpočtové schéma

Entalpie zjištěny pomocí výpočtového programu EES

### 5.1 Entalpie přehřáté páry

$$i_{pp}(540^{\circ}\text{C}; 17,4 \text{ MPa}) = 3396 \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]} \quad (\text{rovnice 5.1})$$

### 5.2 Entalpie napájecí vody

$$i_{nv}(250^{\circ}\text{C}; 22,1 \text{ MPa}) = 1087 \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]} \quad (\text{rovnice 5.2})$$

### 5.3 Entalpie na vstupu z mezipřihřevu páry

$$i_{mp1}(350^{\circ}\text{C}; 3,83 \text{ MPa}) = 3097 \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]} \quad (\text{rovnice 5.3})$$

### 5.4 Entalpie na výstupu z mezipřihřevu páry

$$i_{mp2}(540^{\circ}\text{C}; 3,63 \text{ MPa}) = (3562 - 3448) \cdot (40/50) + 3448 = 3541 \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]} \quad (\text{rovnice 5.4})$$

## 5.5 Entalpie vstřikované vody

$$i_v(163^\circ\text{C}; 5,53 \text{ MPa}) = 691,3 \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]} \quad (\text{rovnice 5.5})$$

## 6 Výrobní teplo

$$\begin{aligned} Q_v &= M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + (M_{mp} - M_v) \cdot (i_{mp2} - i_{mp1}) + M_v(i_{mp2} - i_v) \quad (\text{rovnice 6.1}) \\ &= \frac{650000}{3600} \cdot (3396 - 1087) + \frac{618522}{3600} \cdot (3541 - 3097) \\ &\quad + \frac{31478}{3600} \cdot (3541 - 691,3) \\ Q_v &= 518104,62 \text{ [kJ.s}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

## 7 Měrná tepelná kapacita

$$\begin{aligned} c_{p\text{CO}_2} &= \frac{1,7863 - 1,6996}{200 - 100} \cdot (140 - 100) + 1,6996 \quad (\text{rovnice 7.1}) \\ c_{p\text{CO}_2} &= 1,7345 \text{ [kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{p\text{SO}_2} &= \frac{1,9427 - 1,8631}{200 - 100} \cdot (140 - 100) + 1,8631 \quad (\text{rovnice 7.2}) \\ c_{p\text{SO}_2} &= 1,8949 \text{ [kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{p\text{O}_2} &= \frac{1,3372 - 1,3193}{200 - 100} \cdot (140 - 100) + 1,3193 \quad (\text{rovnice 7.3}) \\ c_{p\text{O}_2} &= 1,32655 \text{ [kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{p\text{N}_2} &= \frac{1,2994 - 1,2951}{200 - 100} \cdot (140 - 100) + 1,2951 \quad (\text{rovnice 7.4}) \\ c_{p\text{N}_2} &= 1,2968 \text{ [kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{p\text{H}_2\text{O}} &= \frac{1,5227 - 1,5062}{200 - 100} \cdot (140 - 100) + 1,5062 \quad (\text{rovnice 7.5}) \\ c_{p\text{H}_2\text{O}} &= 1,5128 \text{ [kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

$$C_{psp} = C_{pCO_2} \cdot \omega_{CO_2} + C_{pSO_2} \cdot \omega_{SO_2} + C_{pO_2} \cdot \omega_{O_2} + C_{pN_2} \cdot \omega_{N_2} + C_{pH_2O} \cdot \omega_{H_2O}$$

(rovnice 7.6)

$$C_{psp} = 1,7345 \cdot 0,1447 + 1,8949 \cdot 0,00031 + 1,3265 \cdot 0,041869 + 1,2968 \cdot 0,74175$$

$$+ 1,5128 \cdot 0,081329$$

$$C_{psp} = 1,392 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

## 8 Tepelné ztráty kotle

Ztráta nedopalem ve strusce

$$Z_{cs} = \frac{c_s}{1-c_s} \cdot x_s \cdot \frac{A^r}{Q_i} \cdot Q_{ic}$$

(rovnice 8.1)

$$Z_{cs} = \frac{0,05}{1-0,05} \cdot 0,08 \cdot \frac{22,04}{23,42} \cdot 32,6$$

$$Z_{cs} = 0,1292\%$$

Ztráta nedopalem v popílku

$$Z_{cp} = \frac{c_{pop}}{1-c_{pop}} \cdot x_{pop} \cdot \frac{A^r}{Q_i} \cdot Q_{ic}$$

(rovnice 8.2)

$$Z_{cp} = \frac{0,05}{1-0,05} \cdot 0,03 \cdot \frac{22,04}{23,42} \cdot 32,6$$

$$Z_{cp} = 0,0484\%$$

### 8.1 Ztráta nedopalem

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cp}$$

$$Z_c = 0,1292 + 0,0484$$

$$Z_c = 0,1776\%$$

(rovnice 8.3)

Ztráta fyzickým teplem ve strusce

$$Z_{fs} = \frac{x_s}{1-c_s} \cdot c_s \cdot \frac{A^r}{Q_i} \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000}$$

(rovnice 8.4)

$$Z_{fs} = \frac{0,15}{1-0,05} \cdot 1,2507 \cdot \frac{22,04}{23,42} \cdot \frac{1073,15}{1000}$$

$$Z_{fs} = 0,1994\%$$

Ztráta fyzickým teplem v popílku

$$Z_{fp} = \frac{x_{pop}}{1-c_{pop}} \cdot c_{pop} \cdot \frac{A^r}{Q_i} \cdot \frac{t_{pop} + 273,15}{1000} \quad (\text{rovnice 8.5})$$
$$Z_{fp} = \frac{0,85}{1 - 0,05} \cdot 0,9194 \cdot \frac{22,04}{23,42} \cdot \frac{413,15}{1000}$$
$$Z_{fp} = 0,3198\%$$

## 8.2 Ztráta fyzickým teplem

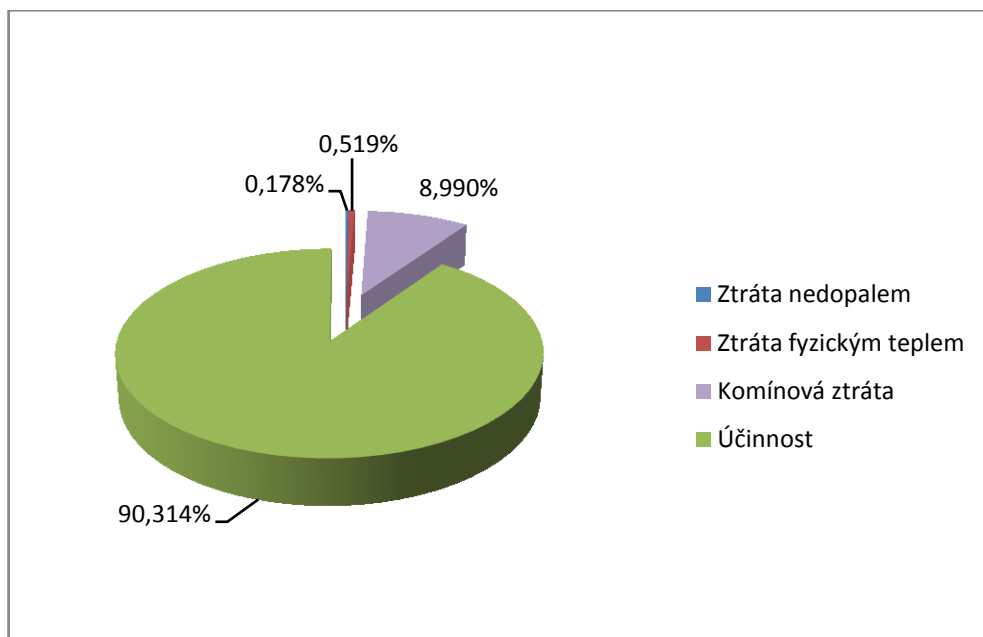
$$Z_f = Z_{fs} + Z_{fp}$$
$$Z_f = 0,1994 + 0,3198$$
$$Z_f = 0,5192\% \quad (\text{rovnice 8.6})$$

## 8.3 Komínová ztráta

$$Z_k = (100 - Z_c) \cdot \frac{V_{sv} \cdot c_{psp}}{Q_i} \cdot \frac{t_s - t_0}{1000} \quad (\text{rovnice 8.7})$$
$$Z_k = (100 - 0,1776) \cdot \frac{12,6187 \cdot 1,392}{23,42} \cdot \frac{140 - 20}{1000}$$
$$Z_k = 8,9895\%$$

## 9 Účinnost kotle

$$\eta = 100 - Z_k - Z_f - Z_c \quad (\text{rovnice 8.8})$$
$$\eta = 100 - 8,9895 - 0,5192 - 0,1776$$
$$\eta = 90,3137\%$$



Graf 9.1 Účinnost kotle

## 10 Spotřeba paliva

### 10.1 Skutečné množství paliva

$$M_{\text{pal}} = \frac{Q_v}{Q_i \cdot \eta_k}$$

(rovnice 10.1)

$$M_{\text{pal}} = \frac{524,224}{23,42.0,903137}$$

$$M_{\text{pal}} = 24,7843 \text{ [kg. s}^{-1}\text{]} = 89,2224 \text{ [t. h}^{-1}\text{]}$$

### 10.2 Výpočtové množství paliva

$$M_{\text{pv}} = M_{\text{pal}} \cdot (1 - Z_c)$$

(rovnice 10.2)

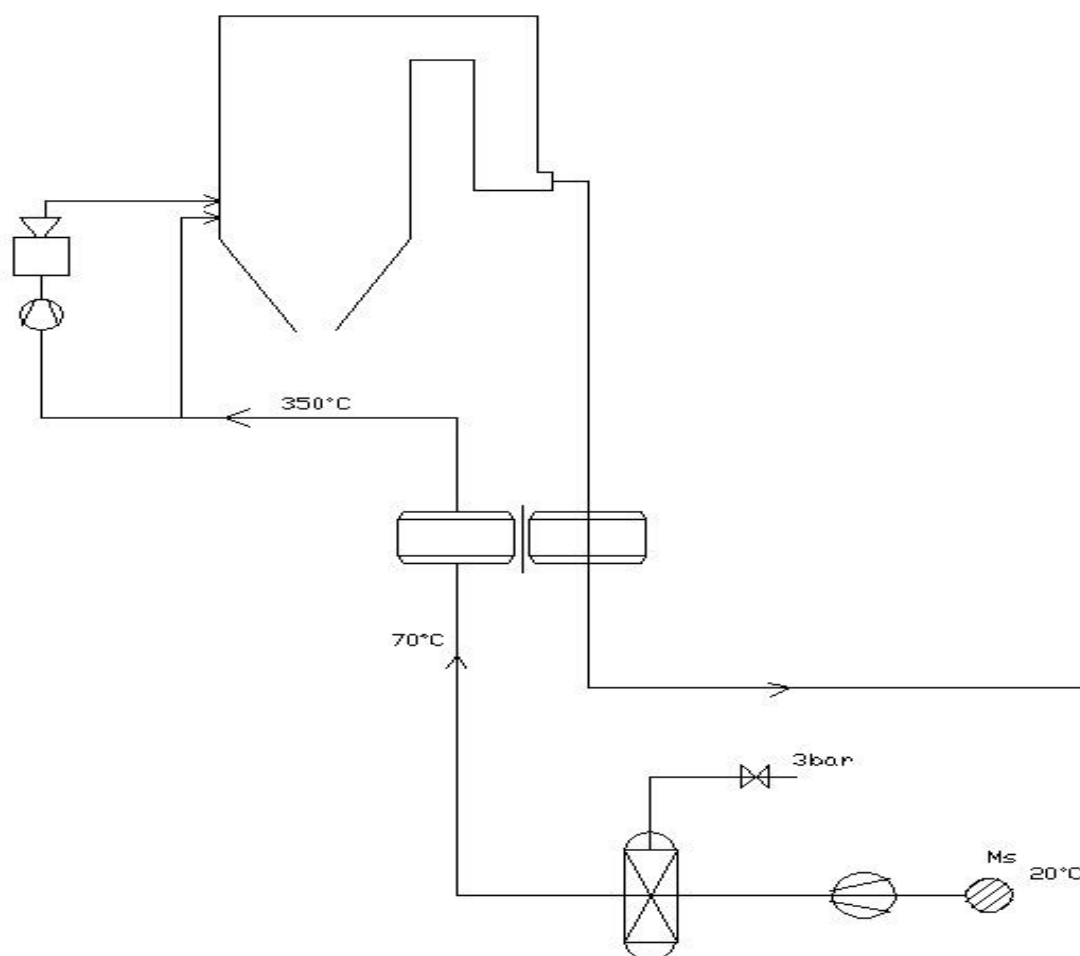
$$M_{\text{pv}} = 24,7843 \cdot (1 - 9,6843)$$

$$M_{\text{pv}} = 22,3841 \text{ [kg. s}^{-1}\text{]} = 80,58276 \text{ [t. h}^{-1}\text{]}$$



## 11 Varianty řešení

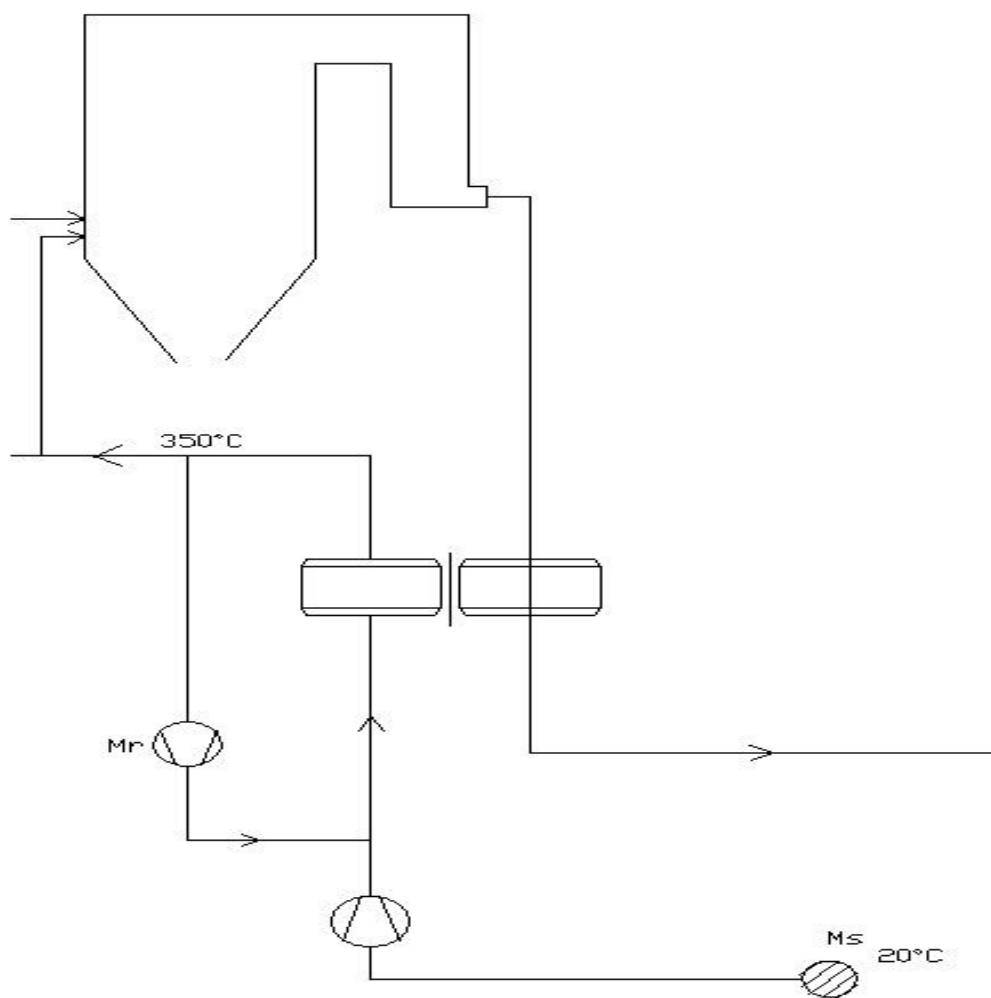
### I. Varianta využívající odběrovou páru z turbíny



Obr. 11-1 Varianta využívající odběrovou páru z turbíny

Je to historicky nejčastější varianta, využívající odběrovou páru z turbíny, to znamená, že pára se nevyužije při výrobě elektřiny a snižuje se výkon bloku. Z toho důvodu se dnes kombinuje s některou z níže uvedených variant, které se používají se například při najíždění kotle.

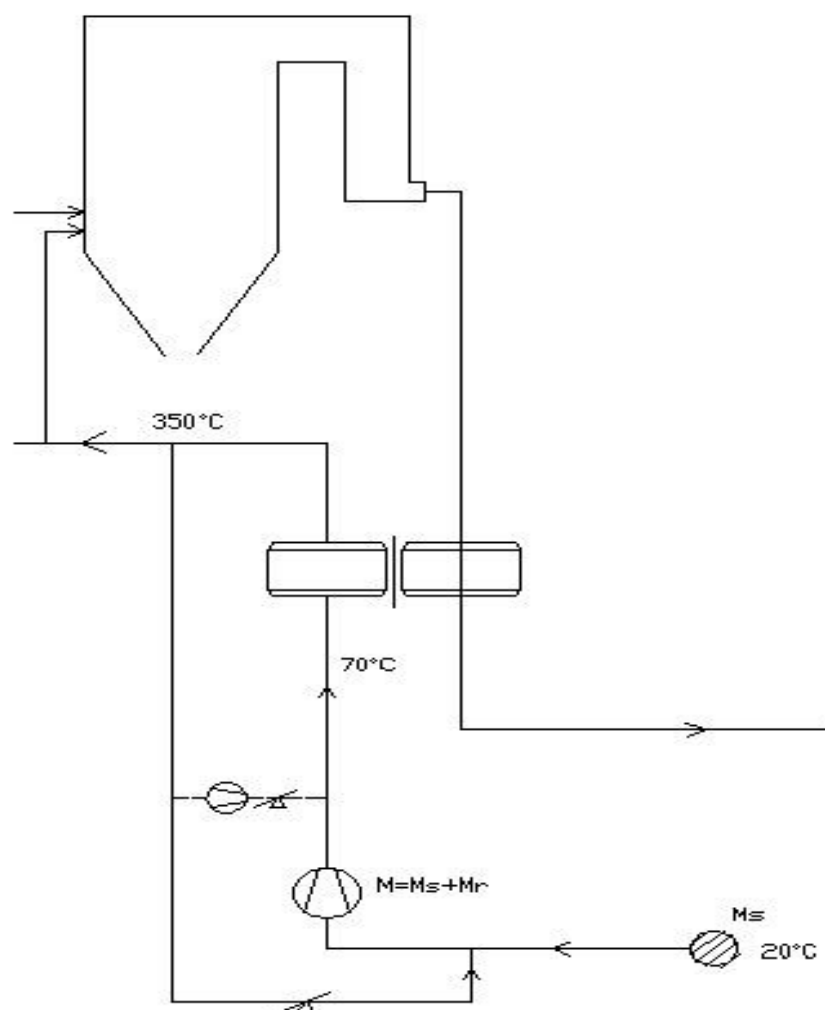
## II. Varianta s recirkulací vzduchu na výtlaku



Obr. 11-2 Varianta s recirkulací vzduchu na výtlaku

Varianta s recirkulací do výtlaku je investičně náročnější, vyžaduje dodávku recirkulačního ventilátoru. Výhoda je, že spotřeba elektrické energie bude pravděpodobně nižší než u alternativy II.

### III. Varianta s recirkulací do sání



Obr. 11-3 Varianta s recirkulací do sání

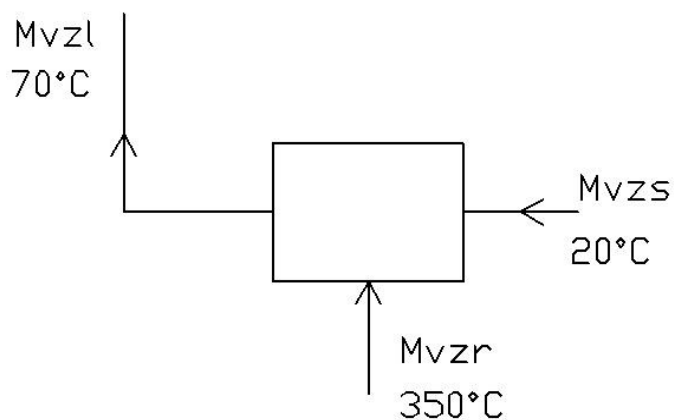
Recirkulace do sání je poměrně jednoduchá varianta, nezvyšuje zásadně investiční náklady, ale zvýší se příkon, tedy provozní náklady. Je vhodná pro přehřev při nižších výkonech, protože zůstává původní ventilátor.

Výpočet příkonu

$$P_p = \eta \cdot \Delta p \cdot V \quad (\text{rovnice 11.1})$$

## 12 Analýza vybraného řešení- tepelná bilance

Tepelná bilance III. varianty- recirkulace do sání



Přebytek vzduchu za ohřívákem vzduchu

$$\beta_l = \alpha_0 - \Delta\alpha_0 + \Delta d_p = 1,18 - 0,1 + 0 = 1,08 \quad (\text{rovnice 12.1})$$

Přebytek vzduchu v sání

$$\beta_v = \beta_l + 8\% = 1,1664 \quad (\text{rovnice 12.2})$$

Množství vzduchu v sání

$$M_{vzs} = V_{vzmin} \cdot \beta_v = 6,2595 \cdot 1,1664 = 7,3 \text{ [m}_n^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{rovnice 12.3})$$

$$M_{vzs} + M_{vzr} = M_{vzl} \quad (\text{rovnice 12.4})$$

$$M_{vzr} \cdot c_{vzr} \cdot T_{vzr} + M_{vzs} \cdot c_{vzs} \cdot T_{vzs} = M_{vzl} \cdot c_{vzl} \cdot T_{vzl} \quad (\text{rovnice 12.5})$$

$$M_{vzr} = \frac{M_{vzs} \cdot c_{vzl} \cdot T_{vzl} - M_{vzs} \cdot c_{vzs} \cdot T_{vzs}}{(c_{vzr} \cdot T_{vzr} - c_{vzl} \cdot T_{vzl})} = \frac{7,3 \cdot 1322 \cdot 343 - 7,3 \cdot 1319 \cdot 5293}{1348 \cdot 623 - 1322 \cdot 343}$$

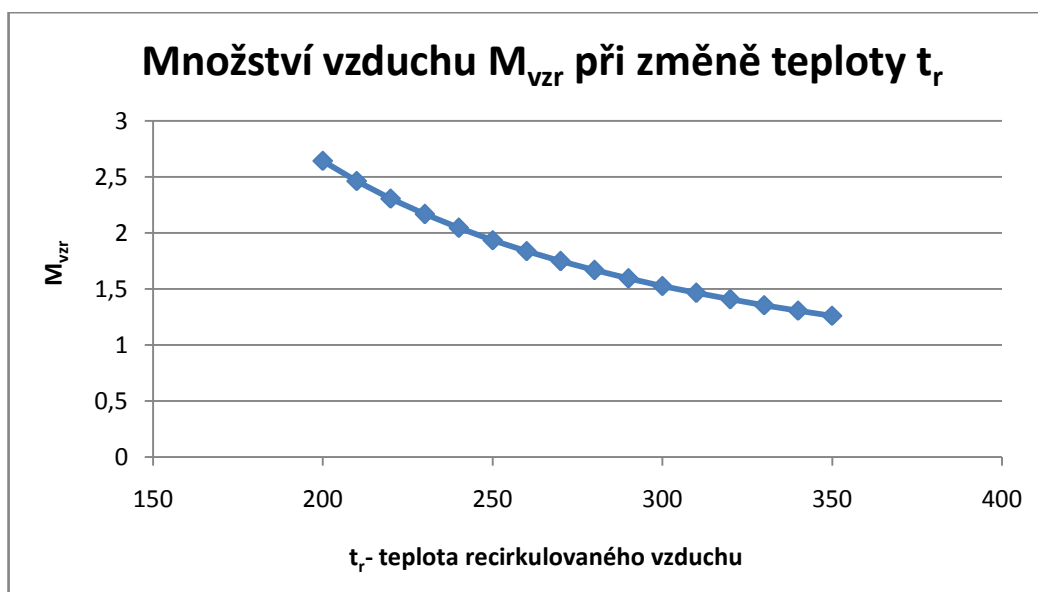
$$M_{vzr} = 1,26 \text{ [m}_n^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Kde:  $T_{vzr}=350^\circ\text{C}$

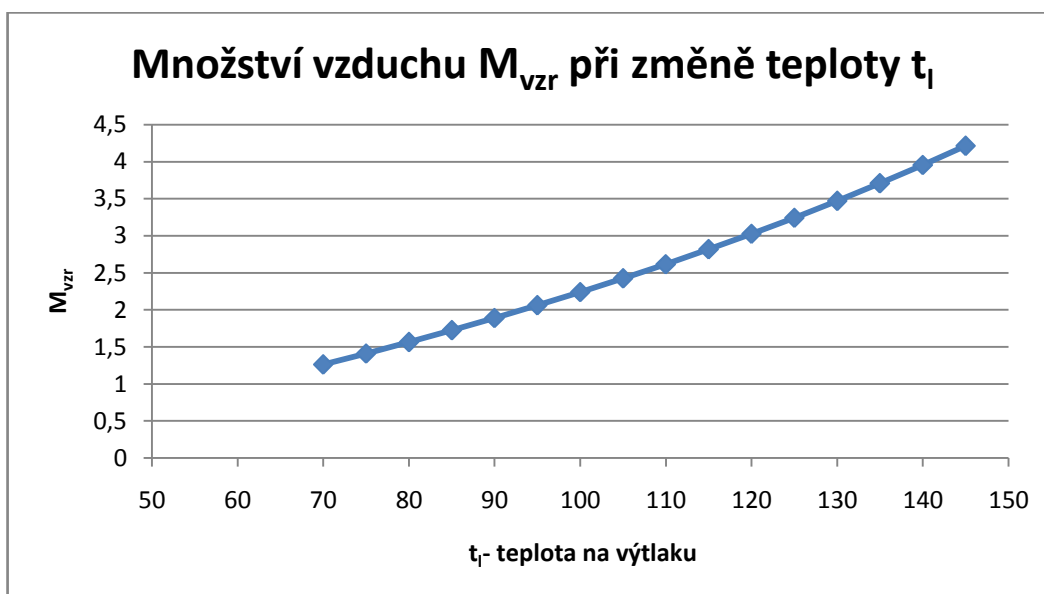
$T_{vzs}=20^\circ\text{C}$

$T_{vzl}=70^\circ\text{C}$

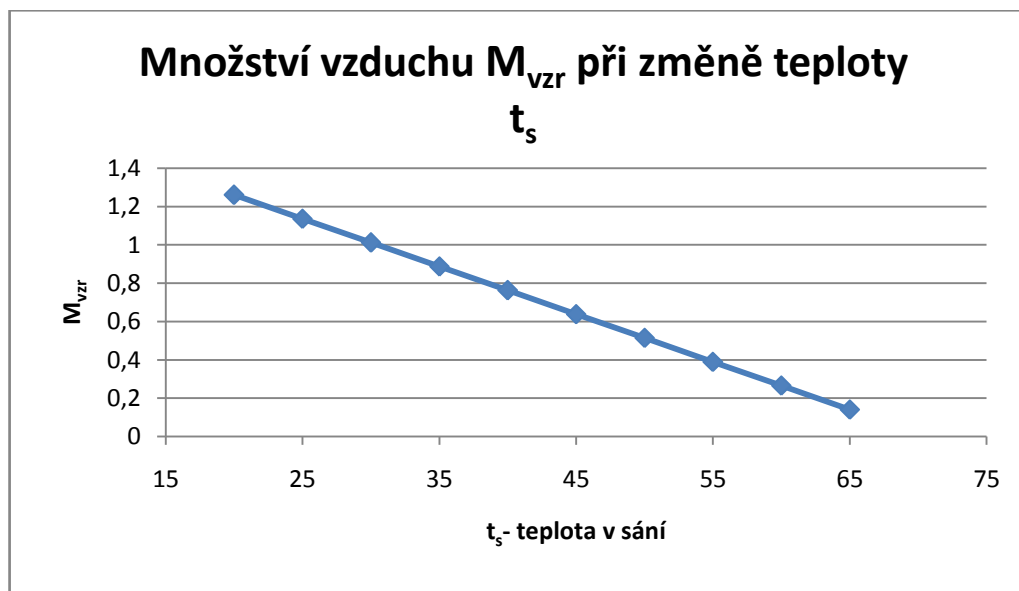
Níže můžete vidět množství vzduchu při změně jedné ze zadaných hodnot



Obr. 12.1 Množství vzduchu  $M_{vzr}$  při změně teploty  $t_r$



Obr. 12.2 Množství vzduchu  $M_{vzr}$  při změně teploty  $t_l$



Obr. 12.3 Množství vzduchu  $M_{vzr}$  při změně teploty  $t_s$

### 13 Závěr

V teoretické části jsem se zabýval zejména problematikou rosného bodu a jeho vlivem na korozi ploch kotle a partií za kotlem. Poté jsem se věnoval možnosti eliminace nízkoteplotní koroze, uvedl způsoby jak omezit rozsah a zmenšit účinek. Dále jsem uvedl schéma optimální regulace teploty spalín recirkulací horkého vzduchu.

Ve výpočtové části jsem ze zadaných parametrů kotle a prvkového rozboru paliva počítal na základě stechiometrických vzorců množství spalín a procentní složení spalín. Pomocí vypočtených tepelných ztrát jsem stanovil účinnost kotle nepřímou metodou, která vyšla 90,3%. Dále jsem počítal spotřebu paliva, které je  $M_{\text{pal}}=89,2 \text{ [t.h}^{-1}\text{]}$ , výpočtové množství paliva je  $80,6 \text{ [t.h}^{-1}\text{]}$ .

V poslední části jsem uvedl 3 varianty zapojení přehřevu vzduchu, zvolil jsem variantu s recirkulací horkého vzduchu do sání, kde jsem stanovil tepelnou bilanci, ze které jsem vypočetl množství recirkulovaného vzduchu  $M_{\text{vzr}}$ . Následující grafy znázorňují závislost množství recirkulovaného vzduchu  $M_{\text{vzr}}$  na změně jedné ze zadaných teplot. Pro konečné rozhodnutí, kterou variantu zvolit, je nutno provést detailní analýzu, ke které nemám podklady.

## 14 Seznam literatury

[1] LADISLAV VILIMEC. *Stavba kotlů I. díl.* Ostrava: VŠB-TU, 1997.

ISBN 80-7078-427-X.

[2] LADISLAV VILIMEC. *Stavba kotlů II. díl.* Ostrava: VŠB-TU, 1999.

ISBN 80-7078-681-7.

[3] LADISLAV VILIMEC. *Řízení a regulace energetických zařízení.* Ostrava: VŠB-TU,

2008. ISBN 978-80-248-1853.

[4] TOMÁŠ DLOUHÝ. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků.* Praha: ČVUT, 2002. ISBN

80-01-02591-8.